

TRANSLATION OF JAPANESE PATENT

PUBLICATION NO. JP58-161134(U)

(Item #4 of the list 2)

Publication Date: 1983.10.27

Applicant: Nissan Motor

A crank shaft vibration control device for an internal combustion engine, characterized by comprising:

a first balancer which is provided on a crank shaft and which rotates in synchronization with rotation of the shaft; and

a second balancer which is interlocked by engaging with a cam provided on the first balancer and which only generates inertial force in an operation direction of a piston; and further characterized in that

the crank shaft vibration control is configured such that an inertial force generated in a reciprocating motion portion connected to the crank shaft is balanced by the first and second balancers.

# 公開実用 昭和 58—161134

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 実用新案出願公開

⑪ 公開実用新案公報 (U)

昭58—161134

⑫ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 02 B 77/00  
F 16 F 15/26

識別記号

庁内整理番号  
7191—3G  
6581—3J

⑬ 公開 昭和58年(1983)10月27日

審査請求 未請求

(全 頁)

⑭ 内燃機関のクランクシャフト防振装置

横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内

⑮ 実 願 昭57—56332

⑯ 出 願 人 日産自動車株式会社

⑰ 出 願 昭57(1982)4月20日

横浜市神奈川区宝町2番地

⑱ 考 案 者 池浦憲二

⑲ 代 理 人 弁理士 笹島富二雄

## 明 細 書

### 1. 考案の名称

内燃機関のクランクシャフト防振装置

### 2. 実用新案登録請求の範囲

クランクシャフトに該シャフトの回転に同期して回転する第1のバランスを設けると共に、該第1のバランスに設けたカムに係合して連動し、ピストン運動方向にのみ慣性力を生じる第2のバランスを設けてなり、これら第1及び第2のバランスによつてクランクシャフトに連結する往復運動部に生じる慣性力を釣り合わせる構成としたことを特徴とする内燃機関のクランクシャフト防振装置。

### 3. 考案の詳細な説明

本考案は、レシプロ式内燃機関のクランクシャフトの防振装置に関する。

レシプロ式内燃機関においてはピストン及び該ピストンとクランクシャフトとを連結するコネクティングロッド等往復運動部に生じる慣性力により発生するクランクシャフトの振動を抑制する必

(1)

要がある。このため、クランクアームのクランクピンとは反対側に前記往復運動部の慣性力と釣合わせるためのバランスを設けることが一般に行なわれている。

しかし、この場合ピストン運動方向に生じる慣性力が釣合うようにバランスの慣性質量を決定すると、ピストン運動方向（以下、Z軸方向という）とクランクシャフト回転軸方向とのなす面に直角な方向（以下、Y軸方向という）の慣性力はピストンに生じないため、コネクティングロッドに生じるY軸方向の慣性力に対し、慣性質量の大きなバランスに生じるY軸方向の慣性力の方が極めて大きくなり両者が大きく不釣合いとなる。また、この反対に、バランスの慣性質量をY軸方向の慣性力に釣合うように設定すると今度はZ軸方向の慣性力が大きく不釣合いとなつてしまう。

このように、かかる従来のバランスではY、Z軸方向の慣性力を同時に良好に釣合わせることが困難であるため、慣性力が不釣合いとなる方向のクランクシャフトの振動を充分防止することがで

(2)



きなかつた。このため、クランクシャフトの振動がシリンダブロックに伝わり機関騒音の原因となっていた。

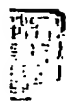
本考案は、このような従来の問題点に着目してなされたもので、ピストンのZ軸方向の慣性力とコネクティングロッドのY軸方向の慣性力とをそれぞれ別のバランサで釣合わせてクランクシャフトの振動を防止し、もつて機関騒音の低減化を図るようにしたものである。すなわち、Y軸方向及びZ軸方向に慣性力を生ずる第1のバランサをクランクシャフトに設けると共に、該バランサにカム係合して連動しZ軸方向のみに慣性力を発生させるべくピストンの慣性質量に釣合う慣性質量を有する第2のバランサを設けてなるクランクシャフトの防振装置を提供してY軸方向の慣性力とZ軸方向の慣性力とを共に良好に釣り合わせてクランクシャフトの振動を低減するようにしたものである。

以下、本考案を、第1図及び第2図に示す一実施例に基づいて、説明する。

(2)

まず構成を説明すると、図示しないシリンダに  
 挿着されたピストン 11 はコネクティングロッド  
 12 を介してクランクシャフト 13 に連結されて  
 いる。このクランクシャフト 13 のクランクピン  
 14 とクランクジャーナル 15 とを接続するクランク  
 アーム部分を円筒状に形成し、該円筒の中心  
 をクランクシャフト回転軸 16 に対しクランクピ  
 ン 14 とは反対側に偏心させて第 1 のバランス 17  
 を形成する。すなわち、第 1 のバランス 17 はそ  
 の重心がクランクシャフト回転軸 16 に対しコネ  
 クティングロッド 12 の重心とは反対側に位置し、  
 クランクシャフト 13 の回転時 Y 軸及び Z 軸方向  
 に生じる慣性力がコネクティングロッド 12 に生  
 じる慣性力と良好に釣合うように慣性質量を設定  
 する。又、前記第 1 のバランス 17 の外側面には  
 周状のカム溝 18 がそれぞれ形成されており、こ  
 れらカム溝 18 には後述する第 2 のバランス 19  
 から突設させた図示しないピンが係合されている。

第 2 のバランス 19 は、アーム 20 を介して図  
 示しないシリンダブロックに形成された支点 21



にそれぞれ揺動自在に支持されており、2つの第  
2のバランサ19は前記一对の第1のバランサ17  
に夫々形成されたカム溝18によりその上端高さ  
が一致するように対称的に揺動するようになつて  
いる。従つて一对の第2のバランサ19が揺動す  
るとY軸方向に生じる慣性力は互いに逆向きで同  
一の大きさを有するため両者の慣性力の合力は、  
Y軸方向の慣性力が相殺され、Z軸方向のみに生  
じる。そして、この一对の第2のバランサ19の  
Z軸方向に生じる慣性力の合力がピストン11に  
生じる同方向の慣性力と釣合うようにこれらの慣  
性質量を設定する。

5

10

次に、かかる装置によるクランクシャフトの防  
振機能を、第2図に基づいて説明する。

第2図はピストン11の下降行程時を示してお  
り、まずZ軸方向の慣性力について考えると、ピ  
ストン11及びコネクティングロッド12のZ軸  
方向の慣性力 $f_{1z}$ 、 $f_{2z}$ は図中下方に作用する。  
一方、第1のバランサ17の重心はクランクシャ  
フト回転軸16に対しピストン11とは反対側に

15

20

(5)

位置するため、そのZ軸方向の慣性力 $f_{3z}$ は図中上方に作用し、また一对の第2のバランサ18は支点21を中心としてそれぞれカム溝18に沿って揺動し、それらのZ軸方向の慣性力を合計した慣性力 $f_{4z}$ は図中上方に作用する。したがって慣性力 $f_{1z}$ 、 $f_{2z}$ と慣性力 $f_{3z}$ 、 $f_{4z}$ とが逆に指向し、かつ前記した第1及び第2のバランサ17、19の慣性質量の設定によりこれらZ軸方向に作用する慣性力は良好に釣合うためクランクシャフトのZ軸方向の振動を抑制できる。

一方、Y軸方向の慣性力について考えると、まずピストン11にはY軸方向の慣性力は全く作用せず、又前記した如く一对の第2のバランサ18のY軸方向の慣性力も相殺されて0となる。すなわち、Y軸方向の慣性力はコネクティングロッド12と第1のバランサ17とのみに生じ、かつこれらY軸方向の慣性力 $f_{2y}$ 、 $f_{3y}$ は互いに逆向きに作用し、その大きさも第1のバランサ17の慣性質量の設定により良好に釣合うため、クランクシャフト13のY軸方向の振動をも良好に抑制で

(\*)



さるのである。但し、コネクティングロッド 1 2  
の慣性力はその動きにより Y 軸成分の慣性力に比  
べて Z 軸方向の慣性力が大きくなるのに対し、円  
運動する第 1 のバランサ 1 7 は両軸方向の慣性力  
を同等に生じるため、第 1 のバランサ 1 7 の慣性  
質量をコネクティングロッドの Y 軸方向の慣性力  
に釣合うように設定し、Z 軸方向に残存するコネ  
クティングロッドの慣性力を、その分だけ第 2 の  
バランサの慣性質量を大きくすることにより釣合  
わせるようにしてもよい。又、このようにバラン  
サを別個に設けることにより慣性モーメントも良  
好に釣合わせることができ、クランクシャフトの  
慣性モーメントに伴なう振り振動も抑制できる。

尚、本実施例ではピストンの慣性力に釣合わせ  
る第 2 のバランサを一对設けて Y 軸方向の慣性力  
を相殺する構成としたが、第 3 図に示すようにシ  
リンダブロックに連結されたシリンダブラケット  
2 2 内にバランサピストン 2 3 を嵌装し、これを  
第 1 のバランサ 1 7 に形成した周状のカム溝 1 8'  
と係合させることにより Z 軸方向に往復動するバ

(7)

ランサピストン 2 3 の慣性力をピストン 1 1 の慣性力に釣合わせるようにしてもよい。

本考案は、以上説明したように、クランクシャフトに第 1 のランサを設けてコネクティングロッドの慣性力と釣合わせると共に、該第 1 のランサにカム係合する第 2 のランサを設けてピストンの慣性力に釣合わせるようにしたので、クランクシャフトの Z 軸方向及び Y 軸方向の振動を抑制でき、もつて機関騒音の低減化を図れる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本考案の一実施例を示す斜視図、第 2 図は第 1 図の作動状態図、第 3 図は他の実施例を示す正面図である。

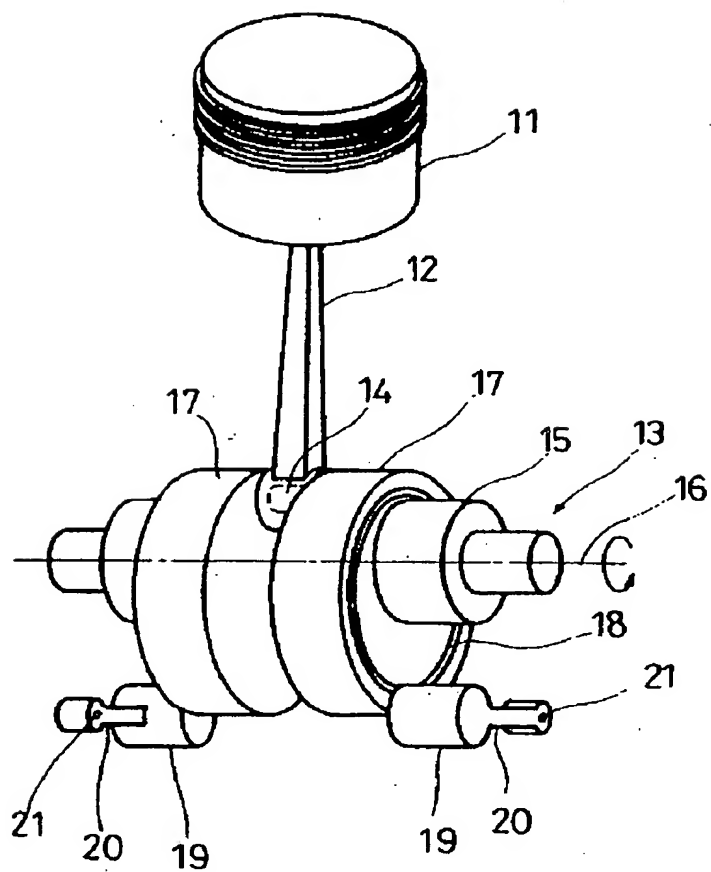
1 1 …ピストン      1 2 …コネクティングロッド  
1 3 …クランクシャフト      1 4 …クランクピン  
1 6 …クランクシャフト回転軸      1 7 …第 1 のランサ  
1 8 …カム溝      1 9 …第 2 のランサ

実用新案登録出願人 日産自動車株式会社

代理人 弁理士 笹 島 高 二 雄

(\*)

第 1 図

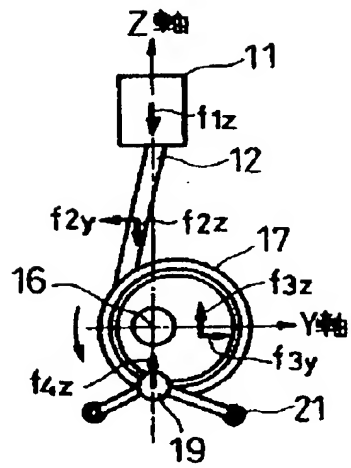


326

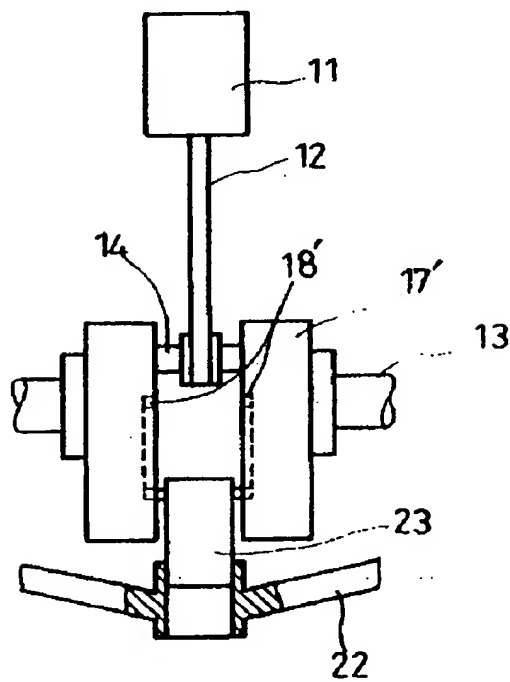
実開58 : 161134

代理人 株式会社 森島 高 雄

第 2 圖



第 3 圖



327